



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

## **TUGAS AKHIR - TM141585**

**PENGARUH PEMASANGAN *HEXAGONAL BAR*  
TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA  
*BOTTOM SLOPE TUBE* UNTUK *BOILER* BERKAPASITAS  
600 MW**

**NAURA' ABIDA DJAMIL  
NRP. 02111645000014**

**Dosen Pembimbing:  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**

**TUGAS AKHIR - TM141585**

**PENGARUH PEMASANGAN *HEXAGONAL BAR* TERHADAP  
LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA *BOTTOM SLOPE TUBE*  
UNTUK *BOILER* BERKAPASITAS 600 MW**

**NAURA' ABIDA DJAMIL**  
**02111645000014**

Dosen Pembimbing:  
**Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya**  
**2018**



**FINAL PROJECT- TM141585**

**EFFECT OF HEXAGONAL BAR INSTALLATION ON HEAT  
TRANSFER RATE ON BOTTOM SLOPE TUBE FOR BOILER  
WITH 600 MW CAPACITY**

**NAURA' ABIDA DJAMIL**  
**02111645000014**

**Academic Supervisor:**  
**Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**Faculty of Industrial Technology**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya**  
**2018**

**PENGARUH PEMASANGAN *HEXAGONAL BAR*  
TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA  
*BOTTOM SLOPE TUBE* UNTUK BOILER  
BERKAPASITAS 600 MW**

**TUGAS AKHIR**

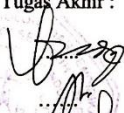


Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**NAURA 'ABIDA DJAMIL**

NRP. 021116 45 000014

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M. E  (Pembimbing)  
NIP. 195312191981031001
2. Ary Bachtiar K. P. ST. MT, PhD  (Penguji I)  
NIP. 197105241997021001
3. Bambang Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD  (Penguji II)  
NIP. 197804012002121001

**SURABAYA**

**JULI, 2018**

**Pengaruh Pemasangan *Hexagonal Bar* terhadap Laju  
Perpindahan Panas pada *Bottom Slope Tube* untuk  
*Boiler* berkapasitas 600 MW**

**Nama** : Naura' Abida Djamil  
**NRP** : 02111645000014  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
M.E.

**Abstrak**

Komponen utama PLTU adalah *boiler*, turbin uap, *condenser*, dan pompa. Pada *furnace*, proses pembakaran batu bara dengan suhu yang sangat tinggi dan kualitas bahan bakar (batu bara) yang rendah mengakibatkan terbentuknya *slag-slag* yang menempel pada beberapa komponen yang berada di atas *furnace* seperti *superheater* dan *reheater*. *Slag-slag* yang menumpuk akan jatuh mengenai beberapa *bottom slope tube* yang mengakibatkan kecacatan fisik maka perlu dipertimbangkan pemberian proteksi pada *bottom slope tube* tersebut dengan menambahkan *hexagonal bar* di atasnya. Selain sebagai pelindung terhadap kecacatan pipa karena kejatuhan *slag*, *hexagonal bar* juga berfungsi sebagai sirip. Untuk itu perlu dianalisis pengaruh pemasangan *hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas dari *flue gas* ke air di dalam *tube*.

Penelitian ini dilakukan dengan analisis perpindahan panas konduksi, konveksi di dalam *tube*, konveksi di luar *tube* dan radiasi dari *flue gas* ke permukaan *bottom slope tube* tanpa dan dengan adanya *hexagonal bar* untuk mendapatkan laju perpindahan panas pada *bottom slope tube*. *Hexagonal bar* yang dianalisis berupa satu segmen, tiga segmen dan lima segmen dengan *width of fin* yang berbeda sepanjang *bottom slope tube*. Data pendukung yang digunakan adalah data desain dan data operasi meliputi data *flue gas*, air, *bottom slope tube*, dan *hexagonal bar*.

Hasil dari penelitian ini adalah  $q_{tanpa\ fin} = 7.896\ MW$  ;  
 $q_{1\ segmen} = 11.841\ MW$  ;  $q_{3\ segmen} = 11.327\ MW$  ;  
 $q_{5\ segmen} = 11.073\ MW$  . Pemasangan *hexagonal bar* pada  
*bottom slope tube* meningkatkan nilai *total heat transfer rate*. *Total heat transfer rate* maksimal pada *bottom slope tube* menggunakan  
1 segmen (*hexagonal bar*) dengan *width of fin* 15.5 m sebesar  
 $q_{1\ fin} = 11.841\ MW$ .

**Kata Kunci:** *Hexagonal Bar*, Laju Perpindahan Panas, *Bottom Slope Tube*, Konveksi, Radiasi

# ***Effect of Hexagonal Bar Installation on Heat Transfer Rate on Bottom Slope Tube for Boiler with 600 MW Capacity***

***Name*** : Naura' Abida Djamil  
***NRP*** : 02111645000014  
***Department*** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
***Academic Advisor*** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E

## ***Abstract***

*The main components of PLTU are boiler, steam turbine, condenser, and pump. In the furnace, the process of burning coal with very high temperatures and influenced by the quality of fuel (coal) resulted in the formation of slag-slag attached to some components that are above the furnace such as superheater and reheater. The accumulated slags will fall on some bottom slope tubes causing physical defect, it is necessary to consider the protection of the bottom slope tube by adding a hexagonal bar on it. In addition to protecting against pipe defects due to falling slag, hexagonal bars also serve as flippers. It is therefore necessary to analyze the effect of Hexagonal bar installation on the rate of heat transfer from flue gas to water in the tube.*

*This study was carried out with analysis of conduction heat transfer, convection in the tube, convection outside the tube and radiation from flue gas to the surface of the bottom slope tube without and in the presence of a hexagonal bar to obtain a heat transfer rate on the bottom slope tube. Hexagonal bars are analyzed in the form of one segment, three segments and five segments with different width of fin along the bottom slope tube. The supporting data used are design data and operating data including flue gas, water, bottom slope tube, and hexagonal bar data.*

*The result of this research is  $q_{\text{tanpa fin}} = 7.896 \text{ MW}$  ;  
 $q_{1 \text{ segmen}} = 11.841 \text{ MW}$  ;  $q_{3 \text{ segmen}} = 11.327 \text{ MW}$  ;*

$q_{5 \text{ segmen}} = 11.073 \text{ MW}$  . Installation of the hexagonal bar on the bottom slope tube increases the total heat transfer rate. Maximum total heat transfer rate on bottom slope tube using 1 segment (hexagonal bar) with width of fin 15.5 m by  $q_{1 \text{ segmen}} = 11.841 \text{ MW}$ .

***Keywords: Hexagonal Bar, Heat Transfer Rate, Bottom Slope Tube, Convection, Radiation***



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, karunia, dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

**“Pengaruh Pemasangan *Hexagonal Bar* terhadap Laju Perpindahan Panas pada *Bottom Slope Tube* untuk *Boiler* berkapasitas 600 MW”**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Sarjana Teknik dalam menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihan. Pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., PhD., dan Bapak Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng., PhD., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran serta masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen wali selama penulis kuliah di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Orang tua penulis, Mama Sri Yuliarti dan Papa Mokhammad Jamil, terimakasih atas doa, nasehat, perhatian, serta materiil yang diberikan.
5. Adik-adik penulis, Zulfa Fadhila Djamil, M. Naufaldy F. Akbar dan Fara Fahrezia Djamil, yang

selalu mendoa'kan dan memberikan dukungan, serta motivasinya.

6. PT. YTL Jawa Timur, terutama pembimbing, Bapak Darmawan dan Bapak Kandi, yang telah memberikan bantuan yang sangat bermanfaat bagi penulis.
7. Rekan Seperjuangan Tugas Akhir ini, Mega Tertiasani, yang berjuang bersama untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Nila, Nabila, Dicky, Hario, Satrio, Faisal, Lucky, Mas Angga, Linda, dan Alik selaku teman-teman satu dosen pembimbing Tugas Akhir yang memberikan saran serta belajar bersama hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
9. Alvelian Suci Hadi Widarwis, Sarin Azistarini, dan Astri Widya selaku sahabat yang selalu memberikan semangat untuk bersama menempuh LJ hingga selesai.
10. Meista Dian, Edwin Johan, Fahmy Zulkarnain, Krisna Pribadi, Sakhaul Azkya, Riska Niswah, Shinta Yanuar selaku sahabat yang selalu memberikan dukungan dan motivasi pada penulis.
11. Teman-teman LJ Mesin 2016, teman-teman Lab. Rekayasa Termal, atas dukungan serta bantuannya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
12. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwasannya dalam penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan

Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

**Penulis**

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
Abstrak .....	iv
<i>Abstract</i> .....	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
DAFTAR TABEL .....	xvi
BAB I .....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB 2.....	5
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Siklus PLTU .....	5
2.1.1 <i>Fuel Cycle</i> .....	6
2.1.2 <i>Water-Steam Cycle</i> .....	7
2.2 <i>Boiler</i> .....	8
2.3 <i>Bottom Slope Tube</i> .....	10

2.4	Analisis Termodinamika .....	12
2.4.1	Siklus <i>Rankine</i> .....	12
2.4.2	<i>Flow Equation</i> .....	13
2.5	Analisis Perpindahan Panas.....	14
2.5.1	Perpindahan Panas Konduksi .....	14
2.5.2	Perpindahan Panas Konveksi.....	15
2.5.3	Perpindahan Panas Radiasi .....	19
2.5.4	<i>Hexagonal Fin Tube</i> .....	26
2.5.5	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> .....	27
2.5.6	<i>Total heat transfer rate</i> .....	28
2.6	Penelitian Terdahulu.....	29
BAB 3	.....	31
METODOGI PENELITIAN	.....	31
3.1	Metodologi Penelitian .....	31
3.2	Pengumpulan dan Pengolahan Data .....	32
3.2.1	Data <i>Flue Gas</i> dan Air.....	32
3.2.2	Data <i>Bottom Slope Tube</i> dan <i>Hexagonal Bar</i> .....	33
3.3	Analisis Laju Perpindahan Panas Sebelum dan Sesudah Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i> pada <i>Bottom Slope Tube</i> .....	35
3.3.1	Analisis Perpindahan Panas Sebelum Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i> pada <i>Bottom Slope Tube</i> .....	35
3.3.2	Analisis Perpindahan Panas Sesudah Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i> pada <i>Bottom Slope Tube</i> .....	36
BAB 4	.....	37
PEMBAHASAN	.....	37

4.1	Analisis Perhitungan Sebelum Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i>	38
4.1.1	Koefisien Konveksi Dalam <i>Tube</i> .....	38
4.1.2	Koefisien Konveksi Luar <i>Tube</i> .....	39
4.2	Analisis Perhitungan Setelah Pemasangan <i>Hexagonal Bar (Fin)</i>	42
4.2.1	<i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Total Heat Transfer Rate</i> Tanpa <i>Fin</i>	43
4.2.2	<i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Total Heat Transfer Rate</i> <i>Fin</i> 1 Segmen .....	44
4.2.3	<i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Total Heat Transfer Rate</i> <i>Fin</i> 3 Segmen .....	44
4.2.4	<i>Overall Heat Transfer</i> dan <i>Total Heat Transfer Rate</i> <i>Fin</i> 5 Segmen .....	45
4.3	Grafik Pembahasan.....	46
	BAB 5.....	47
	KESIMPULAN DAN SARAN .....	47
5.1	Kesimpulan.....	47
5.2	Saran.....	47
	DAFTAR PUSTAKA	
	BIODATA PENULIS	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Bottom Slope Tube</i> yang mengalami kecacatan fisik.....	2
Gambar 2.1 Sistem Pembangkit Daya PT. YTL Jawa Timur PLTU Paiton Unit 5.....	5
Gambar 2.2 <i>Water Steam Cycle</i> .....	7
Gambar 2.3 <i>Boiler</i> PT. YTL Jawa Timur PLTU Paiton Unit 5 .....	8
Gambar 2.4 Struktur Desain <i>Boiler</i> PT. YTL Jawa Timur	10
Gambar 2.5 <i>Bottom Slope Tube</i> dari atas .....	11
Gambar 2.6 <i>Hexagonal Bar</i> dan <i>Bottom Slope Tube</i> .....	12
Gambar 2.7 Aliran Proses Siklus Rankine Ideal dan Diagram T-s Siklus Rankine .....	13
Gambar 2.8 Perpindahan Panas Konveksi pada <i>cylinder</i> ...	17
Gambar 2.9 <i>Inclined Cylinder</i> .....	18
Gambar 2.10 Proses Perpindahan Panas Radiasi .....	20
Gambar 2.11 <i>Emissivity of water vapor in a mixture with nonradiating gases at 1-atm total pressure and of hemispherical shape</i> .....	22
Gambar 2.12 <i>Emissivity of carbon dioxide in a mixture with nonradiating gases at 1-atm total pressure and of hemispherical shape</i> .....	23
Gambar 2.13 <i>Correction factor associated with mixture of water vapor and carbon dioxide</i> .....	24
Gambar 2.14 <i>Correction factor for obtaining water vapor emissivities at pressure (<math>\epsilon_{w,p \neq 1 \text{ atm}} = C_w \epsilon_{w,p=1 \text{ atm}}</math>)</i> .....	25
Gambar 2.15 <i>Correction factor for obtaining carbon dioxide emissivities at pressure (<math>\epsilon_{c,p \neq 1 \text{ atm}} = C_c \epsilon_{c,p=1 \text{ atm}}</math>)</i> .....	25

Gambar 2.16 <i>Water wall</i> dan <i>Anti-Wear Beam</i> .....	29
Gambar 2.17 Grafik Analisis Jumlah Pemasangan <i>Anti-Waer Beam</i> terhadap <i>Furnace Temp.</i> .....	30
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Metodologi Penelitian.....	32
Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> Analisis Laju Perpindahan Panas Sebelum Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i> .....	35
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> Analisis Laju Perpindahan Panas Sesudah Pemasangan <i>Hexagonal Bar</i> .....	36
Gambar 4.1 <i>Rectangular Fin</i> .....	42
Gambar 4.2 Variasi <i>Fin</i> pada <i>Bottom Slope Tube</i> .....	43
Gambar 4.3 Grafik <i>Total heat transfer rate</i> .....	46



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Mean Beam Length for Various Gas Geometry</i>	21
Tabel 2.2 <i>Temperature distribution and heat loss for fins of uniform cross section</i> .....	27
Tabel 3.1 Data <i>Flue Gas</i> .....	33
Tabel 3.2 Data <i>Air</i> .....	33
Tabel 3.3 Data <i>Bottom Slope Tube</i> .....	33
Tabel 3.4 Data <i>Dimensi Hexagonal Bar</i> .....	34
Tabel 4.1 Data <i>Flue Gas</i> .....	37
Tabel 4.2 Data <i>Air</i> .....	37
Tabel 4.3 Data <i>Bottom Slope Tube</i> .....	37
Tabel 4.4 <i>Properties Saturated Water</i> .....	38
Tabel 4.5 <i>Properties Flue Gas</i> .....	40
Tabel 4.6 Data <i>Fin</i> .....	42

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dalam perindustrian Indonesia yang semakin maju dan berkembang, kebutuhan listrik pun akan semakin meningkat. Salah satu sumber listrik yaitu pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) banyak diterapkan di Indonesia. Prinsip kerja sederhana siklus PLTU yaitu air dipanaskan oleh *boiler* sampai di atas titik didihnya menghasilkan uap *superheated*, kemudian uap tersebut akan digunakan untuk menggerakkan turbin yang berfungsi menghasilkan energi mekanis untuk menggerakkan generator. Pada generator inilah energi mekanis akan diubah menjadi energi listrik. Komponen utama PLTU adalah *boiler*, turbin, *condenser*, dan pompa. *Boiler* berfungsi mengubah air menjadi uap dengan bantuan panas dari proses pembakaran batu bara, turbin berfungsi untuk memutar generator, *condenser* berfungsi untuk mengkondensasi uap, dan pompa berfungsi untuk memompa air yang telah dikondensasikan oleh kondensor kembali lagi ke *boiler*.

Proses pembakaran batu bara dengan suhu yang sangat tinggi serta dipengaruhi oleh kualitas bahan bakar (batu bara) mengakibatkan terbentuknya *slag-slag* yang menempel pada beberapa komponen yang berada di atas *furnace* seperti *superheater* dan *reheater*. Selain itu, *slag-slag* yang menumpuk akan jatuh mengenai beberapa *bottom slope tube* yang mengakibatkan kecacatan fisik terlihat pada gambar 1.1. Hal ini juga mengakibatkan terganggunya laju perpindahan panas pada komponen-komponen tersebut. Sedangkan *bottom slope tube* berfungsi untuk mengalirkan air yang berasal dari *steam drum* dipanaskan oleh panas yang berasal dari *furnace* lalu menuju ke *steam drum* kembali.



**Gambar 1.1** *Bottom Slope Tube* yang mengalami kecacatan fisik

(Sumber: PT. YTL Jawa Timur)

### 1.2 Rumusan Masalah

Dengan adanya *slag-slag* yang jatuh mengenai *bottom slope tube*, maka perlu dipertimbangkan pemberian proteksi pada *bottom slope tube* tersebut dengan menambahkan *hexagonal bar* di atasnya. Selain sebagai pelindung terhadap kecacatan pipa karena kejatuhan *slag*, *hexagonal bar* juga berfungsi sebagai sirip. Untuk itu perlu dianalisis pengaruh pemasangan *hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas dari *flue gas* ke permukaan *bottom slope tube*.

### 1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak meluas, maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut:

1. Analisis menggunakan data spesifikasi *bottom slope tube* pada boiler PT. YTL Jawa Timur.
2. Data pendukung diambil langsung dengan menggunakan beberapa peralatan yang memungkinkan.
3. Perhitungan dilakukan pada kondisi *steady state*.
4. *Fouling factor* diabaikan.

5. *Contact Resistance* diabaikan.
6. Gas  $CO_2$  dan  $H_2O$  dominasi pada perpindahan panas radiasi.

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Mendapatkan laju perpindahan panas dari *flue gas* ke air dalam *bottom slope tube* tanpa dan dengan adanya *Hexagonal bar*.
2. Membandingkan laju perpindahan panas dari *flue gas* ke air dalam *bottom slope tube* tanpa dan dengan adanya *Hexagonal bar*.
3. Memilih variasi yang optimal dalam pemasangan *Hexagonal bar* pada *bottom slope tube*.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Dengan adanya penelitian ini diharapkan dapat digunakan sebagai:

1. Memeperdalam ilmu tentang perpindahan panas.
2. Menjadi referensi pihak PT. YTL Jawa Timur untuk menentukan keputusan pemberian *Hexagonal bar* pada *bottom slope tube* di boiler.

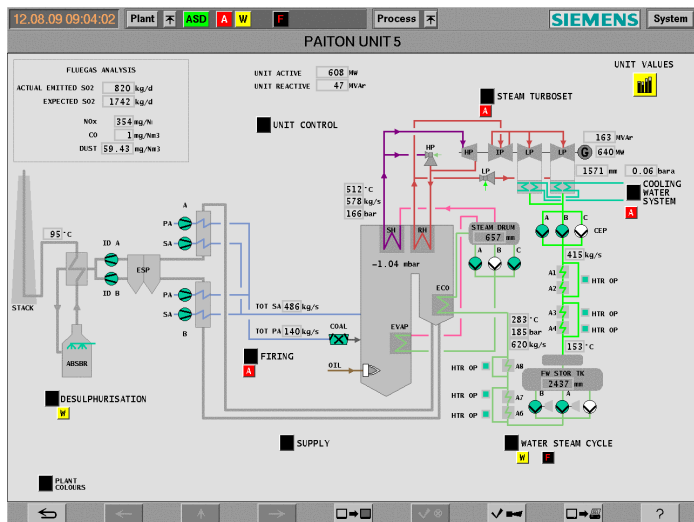
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Siklus PLTU

Pembangkit listrik tenaga uap merupakan salah satu pembangkit yang banyak digunakan di Indonesia. Prinsip kerja pembangkit listrik tenaga uap memanfaatkan pembakaran batu bara yang menghasilkan panas, panas tersebut digunakan untuk memanaskan air hingga menjadi uap *superheated*. Uap akan menggerakkan sudu-sudu turbin kemudian putaran turbin tersebut akan mengerakkan poros pada generator yang didalamnya terdapat kumparan medan magnet, sehingga menghasilkan tenaga listrik.



**Gambar 2.1** Sistem Pembangkit Daya PT. YTL Jawa Timur PLTU Paiton Unit 5  
(Sumber: PT. YTL Jawa Timur)

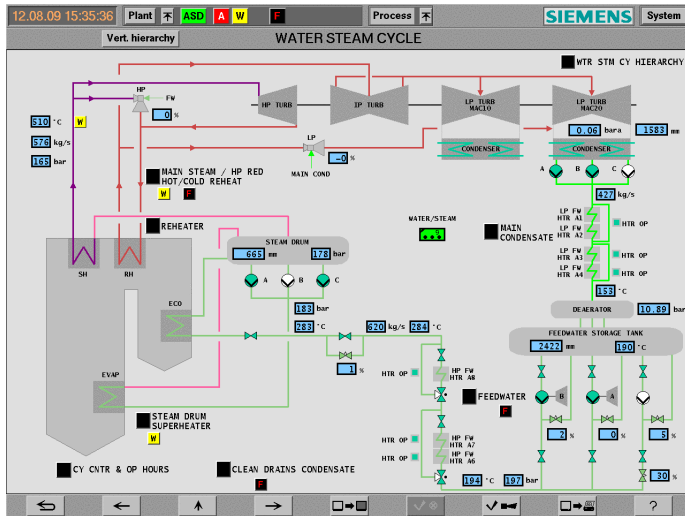
Di dalam siklus PLTU, terdapat fluida perantara yang

disebut fluida kerja. Fluida kerja yang dipakai di PLTU PT. YTL Jawa Timur adalah air. Sebagai perantara, fluida kerja akan mengalir melintasi beberapa komponen utama PLTU dalam suatu siklus tertutup. Selama melewati lintasan tertutup tersebut, fluida kerja mengalami perubahan wujud yaitu dari air menjadi uap dan kemudian menjadi air kembali.

### **2.1.1 Fuel Cycle**

Siklus bahan bakar adalah siklus terbuka yang digunakan untuk menghasilkan panas. Bahan bakar batu bara yang telah diambil dari kapal menggunakan *ship unloader* dikirim menggunakan *conveyor* menuju *coal pile*. Batu bara dihancurkan menjadi kecil seperti pasir menggunakan *rebound crusher*, lalu oleh *stacker* dipindahkan dari *coal pile* menuju *silo* dan dipindahkan kembali menuju *pulverizer* untuk digiling hingga menjadi debu. Pada saat yang sama, udara panas dari *PA fan* masuk ke dalam *pulverizer* mengeringkan dan membawa batu bara menuju *windboxes*. Yang kemudian terbakar di dalam *furnace boiler*. Pembakaran dalam *boiler* akan menghasilkan sisa yaitu *bottom ash* dan *fly ash*. *Bottom ash* akan jatuh ke bagian bawah *furnace* dan akan terbawa menuju *ash lagoon*. Sedangkan *fly ash* akan terbawa bersama *flue gas* masuk ke dalam *electrostatic presipitator* (ESP), di dalam ESP inilah *fly ash* ditangkap dan kemudian dikirim ke *ash lagoon*. Dari ESP *flue gas* menuju *gas gas heater* (GGH) yang divakumkan oleh *ID fan*. Kemudian menuju *flue gas desulphurization* (FGD) untuk menghilangkan kandungan sulfur dan beberapa metal. Kemudian *flue gas* dikeringkan dan dibuang menuju *stack*.

## 2.1.2 Water-Steam Cycle



**Gambar 2.2** *Water Steam Cycle*  
(Sumber: PT. YTL Jawa Timur)

Siklus uap air merupakan siklus tertutup yang digunakan untuk memindahkan panas. Dari *steam drum*, air dipompa oleh *boiler water circulation pump* (BWCP) bergerak melalui *evaporator* di *boiler*, dimana rata-rata air berubah menjadi uap. Uap dan air dipisah di *steam drum*. Air menuju *boiler* kembali sedangkan uap yang dicerat dialirkan ke *superheater* untuk selanjutnya menuju *high pressure turbine* (HP turbine). Di HP turbine, energi di dalam uap dirubah menjadi energi mekanis rotasi yang kemudian keluar dan akan dipanaskan kembali ke *reheater*. Uap hasil pemanasan *reheater* dialirkan menuju *intermediate pressure turbine* (IP turbine), kemudian menuju *low pressure turbine* (LP turbine). Uap yang keluar dari LP turbine dikondensasikan di *condenser*. Air yang sudah terkondensasi di *condenser*, dipompa menggunakan



*condensate extraction pump* (CEP) menuju *low pressure feedwater heater* (A1, A2, A3, A4) untuk dipanaskan dan dimasukkan ke *deaerator*. Air masuk ke dalam *feedwater tank*, kemudian dipompa oleh *feedwater pump* menuju *high pressure feedwater heater* (A6, A7, A8) dan *economizer*. Air masuk ke dalam *steam drum* untuk mengawali proses kembali.

## 2.2 Boiler

*Boiler* atau ketel uap adalah suatu bejana tertutup yang didalamnya berisi air untuk dipanaskan. Bahan bakar *boiler* bermacam-macam yakni batu bara, bahan bakar minyak, gas, nuklir dan lain-lain. *Boiler* merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk menghasilkan *steam* (uap) dalam berbagai keperluan. Air di dalam *boiler* dipanaskan oleh panas dari hasil pembakaran bahan bakar sehingga terjadi perpindahan panas dari sumber panas tersebut ke air yang mengakibatkan air tersebut berubah wujud menjadi uap.



**Gambar 2.3** Boiler PT. YTL Jawa Timur PLTU Paiton Unit 5

(Sumber: *Boiler Overview* PT. YTL Jawa Timur)

Spesifikasi *boiler* PT. YTL Jawa Timur  
Vendor : ABB CE.

Tipe : *Outdoor, Tangential Firing and Low NOx, Forced Circulation and Balanced Draft Pulverizer Coal Fired.*

Effisiensi : 92,5 % pada kondisi Maksimum *Continuous Rating* (LHV Basis)

Bahan bakar utama yang digunakan *boiler* PT. YTL Jawa Timur adalah batu bara, sedangkan solar hanya digunakan untuk pembakaran awal ketika *start up*. Udara pembakaran diberikan oleh *FD fan* setelah sebelumnya dipanaskan di *air heater*.

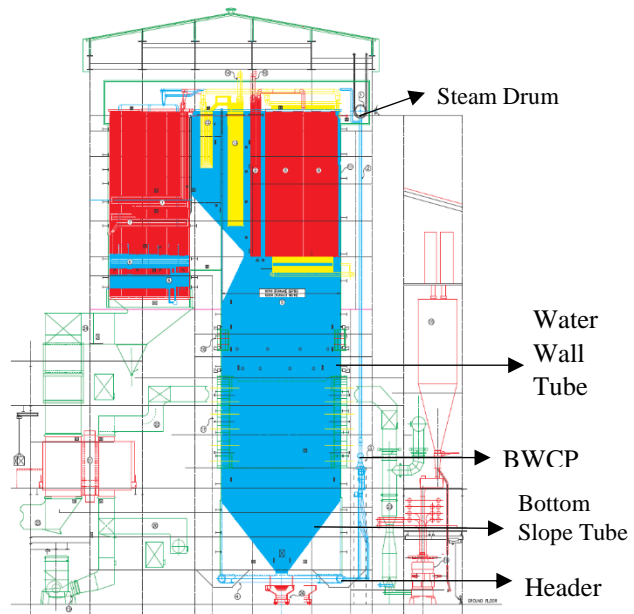
*Boiler* ini dilengkapi dengan *steam drum* yang ditempatkan di luar *furnace*. Air pengisi pipa-pipa dalam *furnace* diperoleh dengan cara dipompa oleh *boiler water circulating pump* (BWCP) dimana sebelumnya telah dipanaskan oleh *high pressure feedwater heater* (HPFH) dan *economizer*. Pada HPFH, air dipanaskan oleh uap ekstraksi IP *turbine*. BWCP memompa air dari *steam drum* menuju *evaporator* sehingga menjadi uap dan masuk ke dalam *steam drum* kembali. Dalam *steam drum* air dipisahkan dari uapnya, air yang telah dipisahkan akan disalurkan melalui *lower header* yang ada dibawah *boiler* yang akan membagi air yang masuk ke pipa-pipa penguap atau *riser/water wall tube* yang tersusun di sekeliling dinding *furnace*. *Riser/water wall tube* yang ada pada dinding lainnya akan bermuara pada *steam header*.

Dari *steam header* ini, uap basah yang terbentuk akan masuk ke *superheater*, sedangkan yang masih berupa air akan disalurkan kembali melalui *downcomer* dengan bantuan pipa. Uap yang dihasilkan setelah *superheater* adalah uap kering

yang disebut juga dengan *main steam*. Uap kering digunakan untuk menggerakkan sudu-sudu HP *turbine*. Karena pada turbin mengalami ekspansi, maka tekanan dan temperaturnya menurun sehingga keluaran HP *turbine* berupa uap jenuh yang disebut *cold steam*. Uap jenuh ini tidak langsung disalurkan ke IP *turbine*, melainkan dipanaskan kembali ke *reheater* kemudian digunakan untuk menggerakkan IP *turbine*. Uap keluaran IP *turbine* dialirkan ke LP *turbine* 1 dan 2.

### 2.3 Bottom Slope Tube

Air melalui beberapa komponen terlebih dahulu hingga sampai pada *steam drum*. Air mengalir melalui *downcomer* dipompa *boiler water circulation pump* (BWCP) ke *header* dan masuk mengalir melalui *bottom slope tube* menuju *water wall tube* yang akan kembali pada *steam drum*.



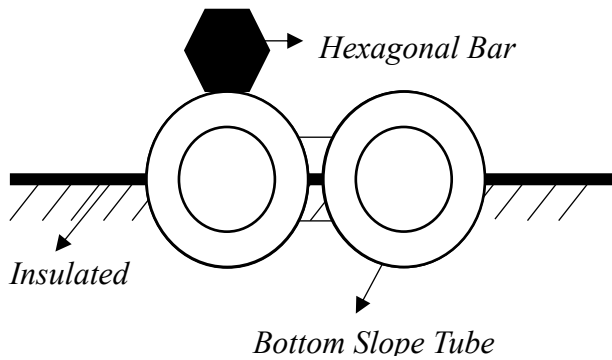
**Gambar 2.4** Struktur Desain Boiler PT. YTL Jawa Timur  
(Sumber: *Boiler Overview* PT. YTL Jawa Timur)

*Bottom slope tube* merupakan pipa-pipa yang dialiri air berada pada *boiler* bagian bawah dan menghubungkan *header* dengan *water wall tube boiler*. Separuh badan *bottom slope tube* terpapar gas dan separuhnya lagi terbenam atau *insulated*.



**Gambar 2.5** *Bottom Slope Tube* dari atas  
(Sumber: *Boiler Overview* PT. YTL Jawa Timur)

Pada *furnace* di dalam *boiler*, proses pembakaran batu bara dengan suhu yang sangat tinggi serta dipengaruhi oleh kualitas bahan bakar (batu bara) mengakibatkan terbentuknya *slag-slag* yang menempel pada beberapa komponen yang berada di atas *furnace* seperti *superheater* dan *reheater*. *Slag-slag* yang menumpuk akan jatuh mengenai beberapa *bottom slope tube* yang mengakibatkan kecacatan fisik, maka perlu dipertimbangkan pemberian proteksi pada *bottom slope tube* tersebut dengan menambahkan *Hexagonal bar* di atasnya. Disamping sebagai pelindung terhadap kecacatan pipa karena kejatuhan *slag*, *Hexagonal bar* juga berfungsi sebagai sirip.

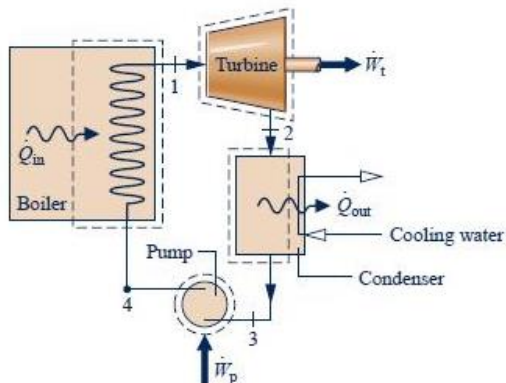


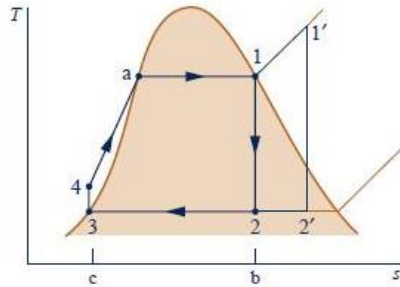
**Gambar 2.6** *Hexagonal Bar dan Bottom Slope Tube*

## 2.4 Analisis Termodinamika

### 2.4.1 Siklus Rankine

Siklus *Rankine* adalah siklus termodinamika yang mengubah energi thermal menjadi energi mekanik. Siklus *Rankine* merupakan model operasi mesin uap panas yang secara umum ditemukan di pembangkit listrik. Sumber panas yang utama untuk siklus *Rankine* adalah batu bara, gas alam, minyak bumi, nuklir, dan panas matahari.





**Gambar 2.7** Aliran Proses Siklus *Rankine* Ideal dan Diagram T-s  
Siklus *Rankine*

(Sumber: Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup> edition*)

Siklus ini merupakan siklus uap-cair yang dapat digambarkan dalam bentuk diagram T-s, dengan garis-garis yang menunjukkan uap-jenuh dan cairan jenuh memiliki tahap atau proses, diantaranya adalah :

- 1-2 atau 1'-2' : Proses *expansion*. Ekspansi fluida kerja melalui turbin pada keadaan 1 dalam keadaan *saturated vapor* atau *superheated vapor* menuju kondensor.
- 2-3 atau 2'-3 : Fluida kerja dari kondensor dalam keadaan minimal *saturated liquid* pada keadaan 3.
- 3-4 : Proses *isentropic compression*. Fluida kerja dipompa dari tekanan rendah ke tekanan tinggi menuju keadaan 4.
- 4-1 atau 4-1' : Fluida kerja bertekanan tinggi masuk ke *boiler* untuk dipanaskan secara isobarik.

#### 2.4.2 Flow Equation

Laju aliran massa dengan massa jenis maka akan diperoleh persamaan hubungan kapasitas dengan kecepatan fluida.

$$\dot{m} = \rho VA \quad (2.1)$$

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = VA \quad (2.2)$$

$$Q = VA \quad (2.3)$$

Keterangan :

$\dot{m}$  = laju aliran massa  
 $A$  = luas permukaan ( $m^2$ )  
 $Q$  = kapasitas atau *volume flow rate* ( $m^3$ )

## 2.5 Analisis Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Ilmu perpindahan panas tidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi panas itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Ada tiga modus perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi dan radiasi.

### 2.5.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi terjadi pada atom dan molekul. Konduksi dapat digambarkan sebagai partikel-partikel yang bergerak secara acak sehingga terjadi singgungan antara satu partikel dengan partikel yang lain. Bila singgungan ini terjadi antara partikel yang memiliki tingkat energi yang berbeda maka akan terjadi perpindahan panas.

Untuk menghitung laju perpindahan panas konduksi digunakan hukum *Fourier* sebagai berikut :

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} \quad (2.4)$$

Keterangan:

$q_r$  = laju perpindahan panas (W)  
 $\frac{dT}{dr}$  = gradient temperatur  
 $k$  = *Thermal Conductivity* (W/m<sup>2</sup>K)

Tanda minus menunjukkan bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

*Thermal Resistance* pada *unfinned and clean tubular tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$R_{kond} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad (2.5)$$

Keterangan:

$R_{kond}$	= <i>Thermal Resistance</i> (K/W)
$r_o$	= <i>Outer Diameter Tube</i> (m)
$r_i$	= <i>Inner Diameter Tube</i> (m)
$k$	= <i>Thermal Conductivity</i> (W/m <sup>o</sup> K)
$L$	= <i>Panjang Tube</i> (m)

## 2.5.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi terjadi dengan disertai pergerakan fluida di area perpindahan panas. Konveksi ini didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Jika aliran fluida yang terjadi disebabkan oleh faktor eksternal (pompa, *fan*, *blower*) maka konveksi yang terjadi disebut konveksi paksa atau *forced convection*. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida maka konveksi yang terjadi disebut konveksi bebas atau *free convection*.

- ***Internal Flow***

*Reynolds Number* digunakan sebagai kriteria untuk menunjukkan apakah aliran dalam tabung atau pipa itu laminar atau turbulen.

$$Re_d = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (2.6)$$

Keterangan:

$Re_d$	= <i>Reynolds Number</i>
$V$	= <i>Kecepatan aliran fluida</i>
$d$	= <i>Diameter tabung</i>



$\mu$  = Viskositas dinamik

$Re_d > 2300$  menunjukkan aliran turbulen, sedangkan  $Re_d < 2300$  menunjukkan aliran laminar. Setelah menentukan jenis aliran, maka perlu ditentukan *Nusselt number* dengan memperhatikan rejim aliran dan semua pembatasan sifat yang berlaku.

Aliran turbulen yang berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) dalam tabung dengan asumsi kondisi tabung yang licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut:

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^n \quad (2.7)$$

Keterangan:

$Nu_d$  = *Nusselt number*

$Re_d$  = *Reynolds number*

$Pr$  = *Prandtl number*

$n$  = nilai eksponen,  $n$   $\left\{ \begin{array}{l} \bullet 0.4 \text{ untuk pemanasan} \\ \bullet 0.3 \text{ untuk pendinginan} \end{array} \right.$

Koefisien konveksi ( $h$ ) didapatkan dari persamaan,

$$h = \frac{Nu_d \times k}{di} \quad (2.8)$$

Pada perpindahan panas secara konveksi digunakan *Newton's Law of Cooling* untuk menghitung laju perpindahan panas.

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.9)$$

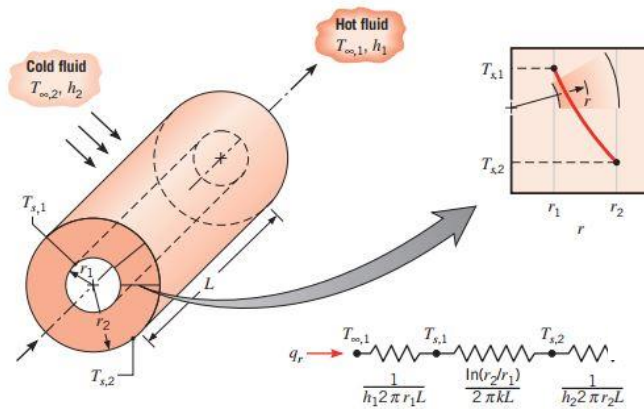
Keterangan:

$q$  : Laju perpindahan (W)

$T_s$  : Temperatur permukaan padat ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_\infty$  : Temperatur fluida ( $^{\circ}\text{K}$ )

$h$  : Koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )



**Gambar 2.8** Perpindahan Panas Konveksi pada *cylinder*.  
(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)

Keterangan:

$r_i$  = Diameter dalam tabung (m)

$r_o$  = Diameter luar tabung (m)

$h_1$  = Koefisien konveksi *internal flow* (W/m<sup>2</sup>°K)

$h_2$  = Koefisien konveksi *external flow* (W/m<sup>2</sup>°K)

$T_{s,1}$  = Temperatur permukaan dalam tabung (°K)

$T_{s,2}$  = Temperatur permukaan luar tabung (°K)

$T_{\infty,1}$  = Temperatur fluida di dalam tabung (°K)

$T_{\infty,2}$  = Temperatur fluida di luar tabung (°K)

*Thermal Resistance* pada *unfinned and clean tubular tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$R_{konv} = \frac{1}{h_i A} \quad (2.10)$$

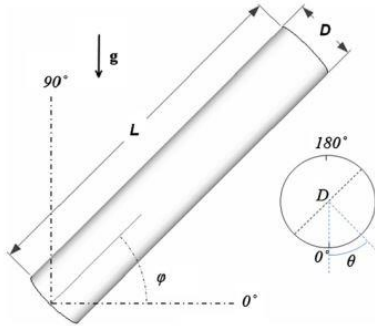
Keterangan:

$R_{konv}$  = *Thermal Resistance* (K/W)

$h_i$  = Koefisien konveksi *internal flow* (W/m<sup>2</sup>°K)

$A$  = *Heat transfer area of the surface* (m<sup>2</sup>)

- **External Flow**



**Gambar 2.9 Inclined Cylinder**

(Sumber: *Natural convection heat transfer on the outer surface of inclined cylinders Journal*)

*Free convection external flow pada inclined cylinder, menggunakan persamaan Grashof number sebagai berikut:*

$$Gr_D = \frac{g \cos \theta \beta (T_\infty - T_s) D^3}{\nu^3} \quad (2.11)$$

Keterangan:

$g$  = Gravitasi ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

$\beta$  =  $\frac{1}{T}$  ( $K^{-1}$ )

$T_\infty$  = Temperatur fluida yang bergerak (K)

$T_s$  = Temperatur permukaan (K)

$D$  = Diameter tabung (m)

$\nu$  = Viskositas kinematik ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

Kemudian, *Rayleigh Number* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Ra_D = Gr_D Pr \quad (2.12)$$

Keterangan:

$Ra_D$  = *Rayleigh Number*

$Gr_D$  = *Grashof Number*

$Pr$  = Prandtl Number

Untuk mencari nilai *Nusselt number* digunakan persamaan sebagai berikut :

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670Ra_L^{1/4}}{[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}]^{4/9}} \quad (2.13)$$

Secara umum koefisien perpindahan panas konveksi untuk aliran eksternal pada *inclined cylinder* menggunakan persamaan berikut:

$$h_o = \frac{Nu_L k}{L} \quad (2.14)$$

*Thermal Resistance* pada *unfinned and clean tubular tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$R_{konv} = \frac{1}{h_o A} \quad (15)$$

Keterangan:

$R_{konv}$  = Thermal Resistance (K/W)

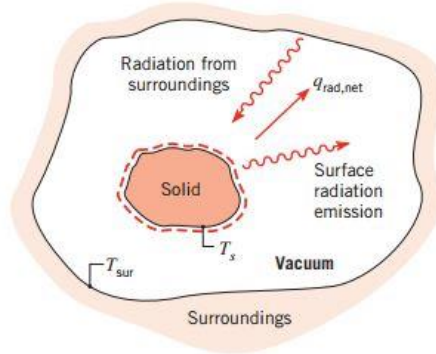
$h_o$  = Koefisien konveksi *external flow* (W/m<sup>2</sup>K)

$A$  = Heat transfer area of the surface (m<sup>2</sup>)

### 2.5.3 Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi termal muncul sebagai akibat perpindahan acak dari atom dan molekul benda. Karena atom dan molekul ini terdiri dari partikel bermuatan (proton dan elektron), pergerakan mereka menghasilkan pelepasan radiasi elektromagnetik yang membawa energi.

Radiasi tidak hanya berasal dari permukaan benda padat karena emisi juga dapat terjadi dari cairan dan gas. Transfer energi dengan konduksi dan konveksi membutuhkan adanya media perantara, namun transfer energi dengan radiasi tidak memerlukannya. Bahkan transfer energi dengan radiasi terjadi paling efisien dalam ruang hampa.



**Gambar 2.10** Proses Perpindahan Panas Radiasi  
(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)

Laju perpindahan panas radiasi yang terjadi antara permukaan pada  $T_s$  dan gas pada  $T_g$  adalah

$$q = \sigma A (\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) \quad (2.16)$$

Keterangan:

- $q$  = laju perpindahan panas (W)
- $\sigma$  = Konstanta Stefan-Boltzman,  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$
- $A$  = luas permukaan daerah perpindahan panas ( $\text{m}^2$ )
- $\varepsilon_g$  = emisivitas gas
- $\alpha_g$  = gas absorptivity
- $T_s$  = Temperatur permukaan ( $^{\circ}\text{K}$ )
- $T_g$  = Temperatur gas ( $^{\circ}\text{K}$ )

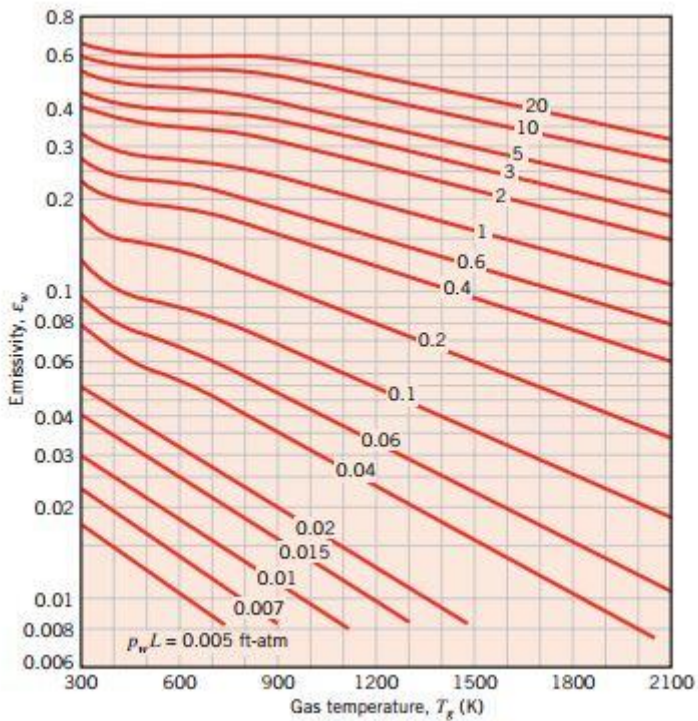
Untuk mencari panjang berkas radiasi menggunakan persamaan sesuai geometri seperti pada gambar tabel berikut:

**Tabel 2.1 Mean Beam Length for Various Gas Geometry**

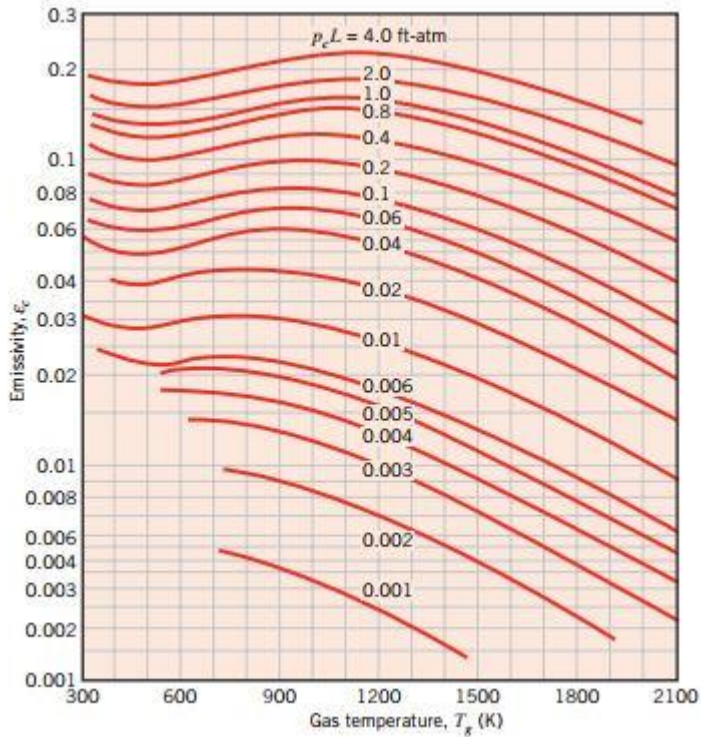
Geometry	Characteristic Length	$L_e$
Sphere (radiation to surface)	Diameter ( $D$ )	$0.65D$
Infinite circular cylinder (radiation to curved surface)	Diameter ( $D$ )	$0.95D$
Semi-infinite circular cylinder (radiation to base)	Diameter ( $D$ )	$0.65D$
Circular cylinder of equal height and diameter (radiation to entire surface)	Diameter ( $D$ )	$0.60D$
Infinite parallel planes (radiation to planes)	Spacing between planes ( $L$ )	$1.80L$
Cube (radiation to any surface)	Side ( $L$ )	$0.66L$
Arbitrary shape of volume $V$ (radiation to surface of area $A$ )	Volume to area ratio ( $V/A$ )	$3.6V/A$

(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)

Kemudian dengan rumus  $P_c x L_e$  untuk karbondioksida dan  $P_w x L_e$  untuk *water vapor*, emisivitas gas dapat dilihat pada gambar grafik dibawah ini sesuai dengan jenis gas.



**Gambar 2.11** *Emissivity of water vapor in a mixture with nonradiating gases at 1-atm total pressure and of hemispherical shape*  
(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7<sup>th</sup> Edition)



**Gambar 2.12** Emissivity of carbon dioxide in a mixture with nonradiating gases at 1-atm total pressure and of hemispherical shape

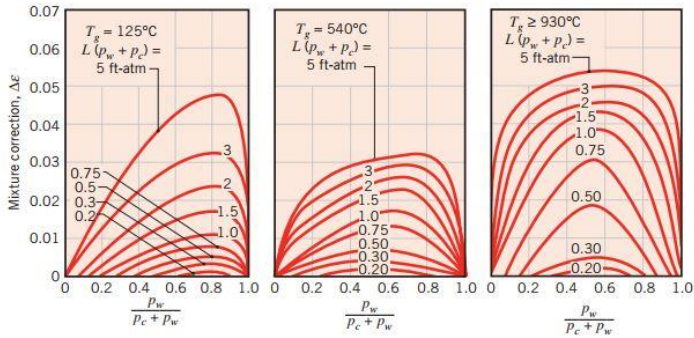
(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)

Emissivitas total gas dapat dinyatakan sebagai :

$$\epsilon_g = \epsilon_w + \epsilon_c - \Delta\epsilon \quad (2.17)$$

$\Delta\epsilon$  merupakan faktor koreksi dengan temperatur yang berbeda, sesuai dengan gambar di bawah ini:





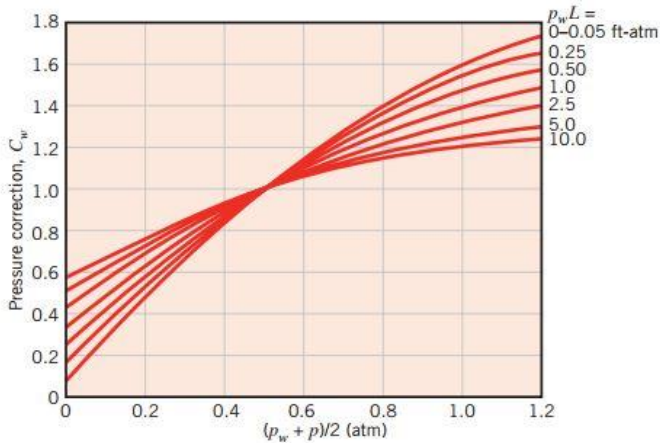
**Gambar 2.13** Correction factor associated with mixture of water vapor and carbon dioxide  
(Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7<sup>th</sup> Edition)

Absorptivitas gas untuk karbondioksida dan water vapor menggunakan persamaan sebagai berikut:

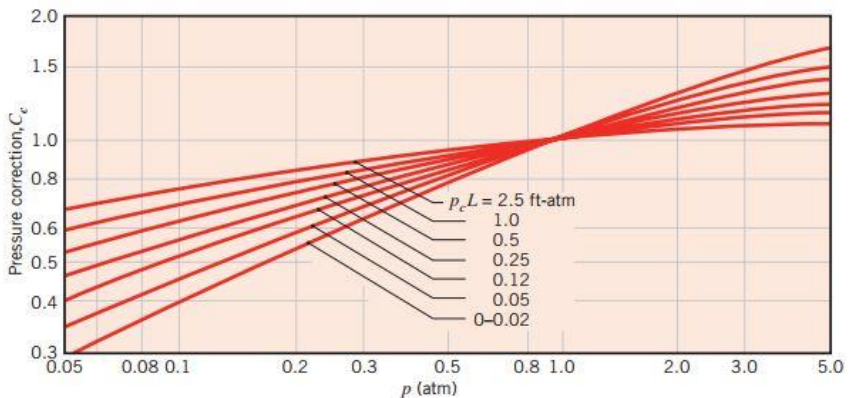
Water: 
$$\alpha_w = C_w \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45} x \epsilon_w \quad (2.18)$$

Carbon dioxide: 
$$\alpha_c = C_c \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65} x \epsilon_c \quad (2.19)$$

Pressure correction  $C_w$  dan  $C_c$  dapat dilihat pada gambar 2.14 dan 2.15,



**Gambar 2.14** Correction factor for obtaining water vapor emissivities at pressure ( $\epsilon_{w,p \neq 1 \text{ atm}} = C_w \epsilon_{w,p=1 \text{ atm}}$ )  
 (Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)



**Gambar 2.15** Correction factor for obtaining carbon dioxide emissivities at pressure ( $\epsilon_{c,p \neq 1 \text{ atm}} = C_e \epsilon_{c,p=1 \text{ atm}}$ )  
 (Sumber: Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*)

*Total gas absorptivity* didapatkan dengan persamaan berikut,

$$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c - \Delta\alpha \quad (2.20)$$

$\Delta\alpha = \Delta\epsilon$  merupakan faktor koreksi yang dapat dilihat pada gambar 2.14.

Koefisien radiasi dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_r = \epsilon\sigma(T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2) \quad (2.21)$$

*Thermal Resistance* pada *unfnned and clean tubular tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r A} \quad (2.22)$$

Keterangan:

$R_{rad}$  = *Thermal Resistance* (K/W)

$h_r$  = Koefisien radiasi (W/m<sup>2</sup>°K)

$A$  = *Heat transfer area of the surface* (m<sup>2</sup>)

#### 2.5.4 *Hexagonal Fin Tube*

Sirip atau *fin* memiliki fungsi untuk meningkatkan luasan perpindahan panas. Sehingga penambahan *fin* pada *tube* akan meningkatkan *overall heat transfer* yang terjadi pada *tube* tersebut.

Untuk menghitung *corrected fin length* digunakan rumus sebagai berikut:

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad (2.23)$$

Keterangan:

$L_c$  = *corrected fin length* (m)

$L$  = *fin length* (m)

$t$  = *fin height* (m)

*Surface area of the fin* dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$A_f = 2wL_c \quad (2.24)$$

Keterangan:

$A_f$  = *surface area of the fini* (m<sup>2</sup>)

$w$  = *fin width* (m)

$L_c$  = corrected fin length (m)

**Tabel 2.2** Temperature distribution and heat loss for fins of uniform cross section

Case	Tip Condition ( $x = L$ )	Temperature Distribution $\theta/\theta_b$	Fin Heat Transfer Rate $q_f$
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -k_d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.75)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.77)
B	Adiabatic: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.80)	$M \tanh mL$ (3.81)
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.82)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.83)
D	Infinite fin ( $L \rightarrow \infty$ ): $\theta(L) = 0$	$e^{-mx}$ (3.84)	$M$ (3.85)
$\theta = T - T_\infty$ $m^2 = hPkA_b$ $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$ $M = \sqrt{hPkA_b}\theta_b$			

Pada Tabel 2.2 menunjukkan beberapa kasus kondisi pada *fin* untuk menghitung *heat transfer rate* pada *fin*, sehingga *fin efficiency* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\eta_f = \frac{q_{fin}}{q_{fin,max}} = \frac{q_{fin}}{hA_f\Delta T} \quad (2.25)$$

Sehingga *total area of the fin* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$A_t = NA_f + [(2\pi r_o L) - (t \times w)] \quad (2.26)$$

Keterangan:

$A_t$  = total area of the fin (m<sup>2</sup>)  
 $A_f$  = surface area of the fin (m<sup>2</sup>)  
 $r_o$  = outer diameter of the tube (m)  
 $w$  = lebar tube (m)  
 $N$  = jumlah fin  
 $t$  = ketebalan fin (m)

### 2.5.5 Overall Heat Transfer Coefficient

Hal terpenting dalam perpindahan panas merupakan koefisien perpindahan panas rata-rata. Nilai koefisien ini diperoleh dengan menghitung total hambatan panas yang mempengaruhi

perpindahan panas antara dua fluida kerja. Nilai hambatan panas ditentukan dengan menghitung konduksi, konveksi dan radiasi kedua fluida yang dipisahkan oleh *tube*.

Untuk mencari *overall heat transfer coefficient* pada *unfinned and cleaned tube* digunakan rumus sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (2.27)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{(h_o + h_r) A_o}} \quad (2.28)$$

Sedangkan untuk mencari *overall heat transfer coefficient* pada *finned surface* digunakan rumus sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{[(\eta_f h_o) A_f] + [(h_o + h_r)(A_t - A_f)]}} \quad (2.29)$$

Setelah *heat overall heat transfer coefficient* diperoleh maka dapat dicari *total heat transfer* yang dialami fluida dengan menggunakan metode LMTD.

### 2.5.6 Total heat transfer rate

Pada perancangan dan perhitungan performa sebuah *heat exchanger* maka diperlukan data tentang besarnya kapasitas fluida masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, dan beberapa data tambahan.

Metode LMTD (*log mean temperature difference*) dapat digunakan untuk memperoleh nilai laju perpindahan panas total. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$q = UA\Delta T \quad (2.30)$$

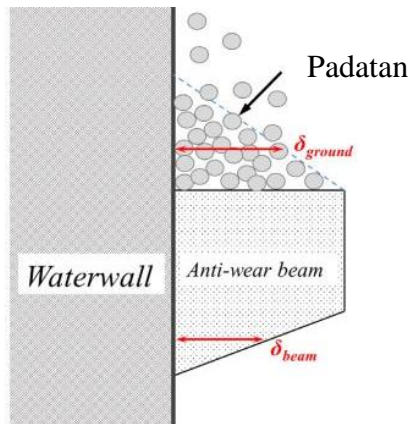
Keterangan:

- q = laju perpindahan panas (W)
- A = luas permukaan daerah perpindahan panas ( $m^2$ )
- $\Delta T$  = *temperature difference* ( $^{\circ}K$ )

## 2.6 Penelitian Terdahulu

- a. Linjie Xu, Leming Cheng, Jieqiang Ji, Qinhui Wang (2017)

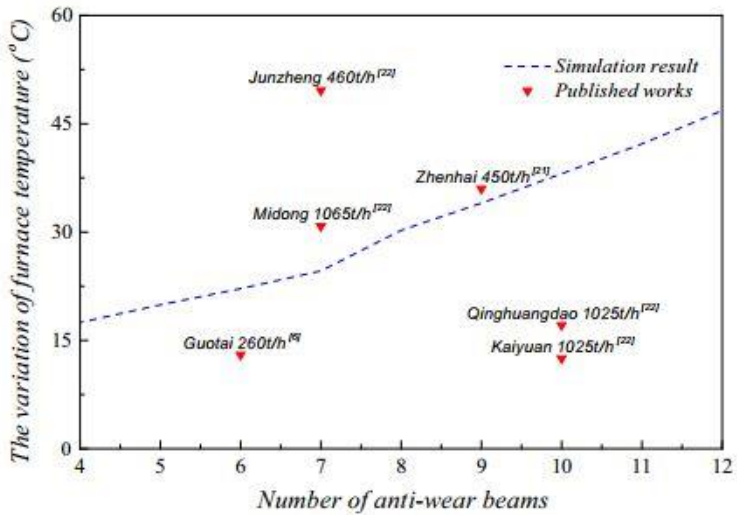
Penelitian dilakukan oleh Linjie Xu, Leming Cheng, Jieqiang Ji, Qinhui Wang, berjudul **Effect of anti-wear beams on waterwall heat transfer in a CFB boiler**. Keausan permukaan yang disebabkan oleh aliran padatan yang menuruni dinding adalah salah satu masalah utama yang membahayakan keamanan dan stabilitas *circulation fluidized bed (CFB) boiler*. Menurut statistik, erosi *water wall* menyebabkan persentase tinggi penyebab *shut down* pada *CFB boiler*. Tujuan penelitian ini untuk menghentikan aliran padatan menurun yang terus menerus dan memperlambat kecepatan turun.



**Gambar 2.16** *Water wall dan Anti-Wear Beam*

Berdasarkan Gambar 2.9, pemasangan *anti-wear beam* menghasilkan aliran padatan menurun yang terputus-putus di dinding. Hasil analisis menunjukkan bahwa memasang *anti-wear beam* pada *water wall* akan menurunkan koefisien perpindahan panas dan luas area yang menyebabkan kenaikan pada suhu tungku.

Pada Gambar 2.12, terlihat hasil analisis jumlah pemasangan anti-wear beam yang semakin banyak akan mengakibatkan kebutuhan furnace temperature yang semakin meningkat.



**Gambar 2.17** Grafik Analisis Jumlah Pemasangan Anti-Wear Beam terhadap Furnace Temp.

## BAB 3

### METODOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metodologi Penelitian

Tahapan yang akan dilakukan dalam penelitian analisis pengaruh *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas pada *bottom slope tube* adalah:

1. Studi Kasus

*Slag* yang semula menempel pada *superheater* dan *reheater* kemudian jatuh mengakibatkan kecacatan fisik pada *bottom slope tube*. Untuk melindungi *bottom slope tube* dibutuhkan pemasangan *Hexagonal bar* pada *bottom slope tube*. Oleh karena itu, perlu dilakukan analisis pengaruh pemasangan *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas melalui *bottom slope tube*.

2. Studi Literatur

Studi literatur berkaitan dengan sistem operasi *boiler*, perpindahan panas, standar uji *boiler*, proses pembakaran di dalam *furnace* dan metode mutakhir berkaitan dengan teknologi *bottom slope tube*.

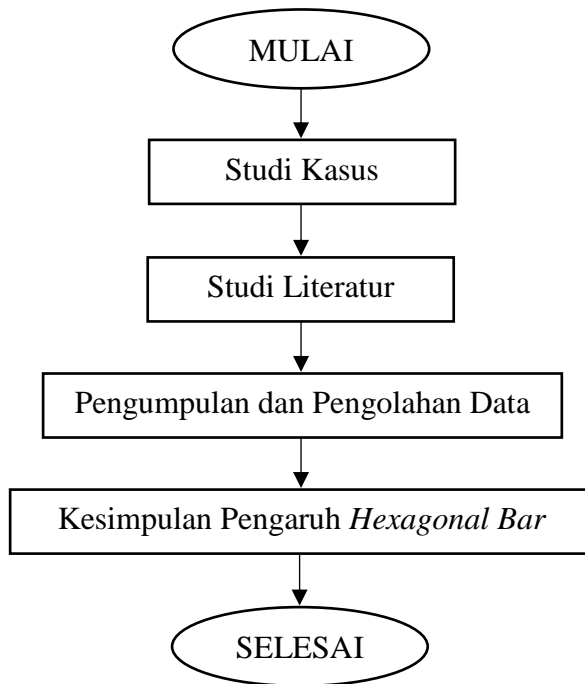
3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang berkaitan dengan *flue gas* dan air di dalam *bottom slope tube* diperlukan sebagai dasar untuk analisis pengaruh pemasangan *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas pada *bottom slope tube*. Data yang digunakan adalah data desain dan data operasi.

4. Kesimpulan

Kesimpulan pengaruh pemasangan *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas dan saran yang diberikan apakah harus digunakan atau tidak.





**Gambar 3.1** *Flowchart* Metodologi Penelitian

### **3.2 Pengumpulan dan Pengolahan Data**

#### **3.2.1 Data Flue Gas dan Air**

Data pendukung memiliki peranan yang penting sebagai dasar dalam proses analisis pengaruh pemasangan *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas pada *bottom slope tube*. Data yang digunakan adalah data desain dan data operasi pada tanggal 9 Januari 2018.

Tabel 3.1 merupakan data *flue gas* yang digunakan dalam proses analisis yaitu: komposisi kimia, *mass flow rate*, temperature dan tekanan dari *flue gas*. Tabel 3.2 merupakan data air yang

digunakan dalam proses analisis yaitu: *mass flow rate*, temperatur dan tekanan air masuk dan keluar *bottom slope tube*.

**Tabel 3.1** Data *Flue Gas*

Komposisi <i>Flue Gas</i>	=	1. $CO_2$ (13.97%) 2. $H_2O$ (7.81%) 3. $SO_2$ (0.08%) 4. $O_2$ (3.28%) 5. $N_2$ (74.86%)
<i>Mass Flow Rate</i> ( $\dot{m}$ )	=	719.6 $kg/s$
Temperatur <i>Flue Gas</i>	=	1255 °C
Tekanan <i>Flue Gas</i>	=	0-(-2) mbar

**Tabel 3.2** Data Air

<i>Mass Flow Rate</i> ( $\dot{m}$ )	=	620 $kg/s$
Temperatur <i>water in</i>	=	356.55 °C
Temperatur <i>water out</i>	=	357.58 °C
Tekanan <i>water in</i>	=	178.216 bar
Tekanan <i>water out</i>	=	178 bar

### 3.2.2 Data *Bottom Slope Tube* dan *Hexagonal Bar*

Tabel 3.3 merupakan data *bottom slope tube* yang digunakan dalam proses analisis yaitu: inside diameter, outside diameter dan panjang *bottom slope tube*. Tabel 3.4 merupakan data dimensi *Hexagonal bar* yang diusulkan.

**Tabel 3.3** Data *Bottom Slope Tube*

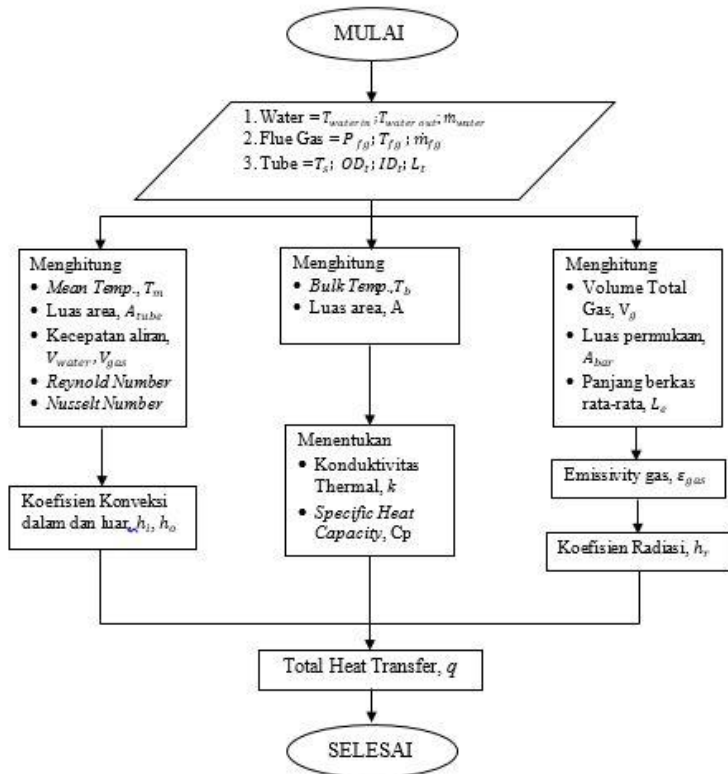
<i>Inside Diameter</i>	=	40.64 mm
<i>Outside Diameter</i>	=	50.8 mm
<i>Thickness</i>	=	5.08 mm
Panjang	=	15521.8 mm
Jumlah <i>Tube</i>	=	303

**Tabel 3.4** Data Dimensi *Hexagonal Bar*

Sisi	=	11.1125 mm
Panjang	=	15521.8 mm

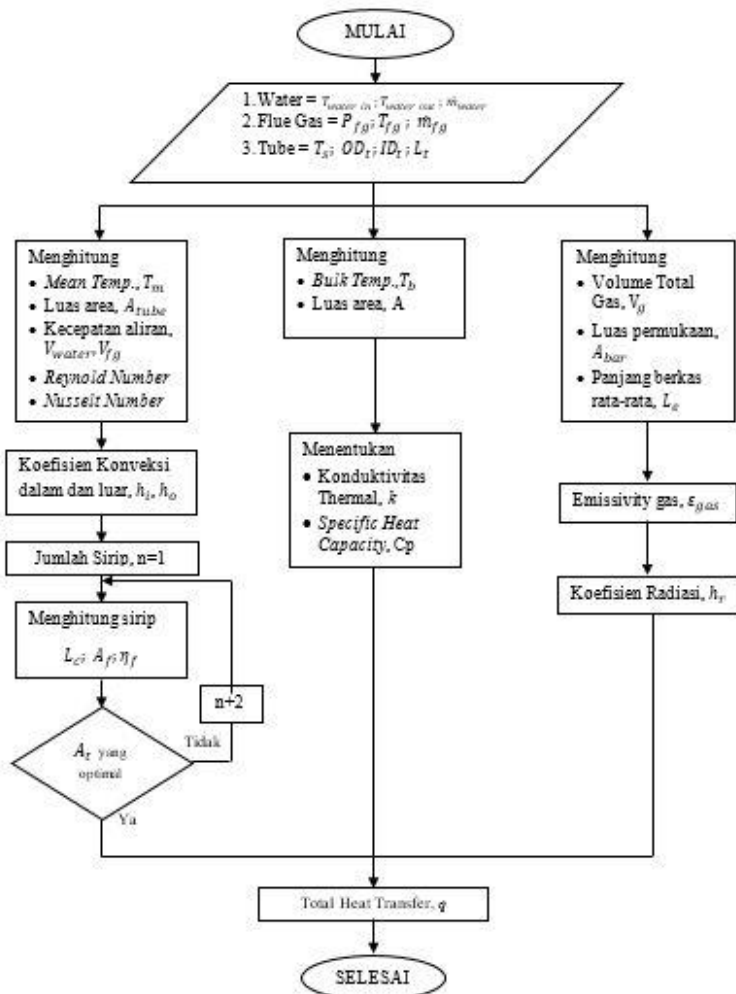
### 3.3 Analisis Laju Perpindahan Panas Sebelum dan Sesudah Pemasangan *Hexagonal Bar* pada *Bottom Slope Tube*

#### 3.3.1 Analisis Perpindahan Panas Sebelum Pemasangan *Hexagonal Bar* pada *Bottom Slope Tube*



**Gambar 3.2** Flowchart Analisis Laju Perpindahan Panas Sebelum Pemasangan *Hexagonal Bar*

### 3.3.2 Analisis Perpindahan Panas Sesudah Pemasangan Hexagonal Bar pada Bottom Slope Tube



**Gambar 3.3** Flowchart Analisis Laju Perpindahan Panas Setelah Pemasangan Hexagonal Bar

## BAB 4

### PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas perhitungan mengenai analisis dan perhitungan perpindahan panas untuk mengetahui laju perpindahan panas pada *bottom slope tube*. Data yang digunakan dalam perhitungan adalah data aktual pada *bottom slope tube* pada PT. YTL Jawa Timur.

**Tabel 4.1** Data *Flue Gas*

Komposisi <i>Flue Gas</i>	=	1. $CO_2$ (13.97%) 2. $H_2O$ (7.81%) 3. $SO_2$ (0.08%) 4. $O_2$ (3.28%) 5. $N_2$ (74.86%)
Mass Flow Rate ( $\dot{m}$ )	=	$719.6 \text{ kg/s}$
Temperatur <i>Flue Gas</i>	=	$1255 \text{ }^\circ\text{C}$
Tekanan <i>Flue Gas</i>	=	$0-(-2) \text{ mbar}$

**Tabel 4.2** Data Air

Mass Flow Rate ( $\dot{m}$ )	=	$620 \text{ kg/s}$
Temperatur <i>water in</i>	=	$356.55 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur <i>water out</i>	=	$357.58 \text{ }^\circ\text{C}$
Tekanan <i>water in</i>	=	$178.216 \text{ bar}$
Tekanan <i>water out</i>	=	$178 \text{ bar}$

**Tabel 4.3** Data *Bottom Slope Tube*

Inside Diameter	=	$40.64 \text{ mm}$
Outside Diameter	=	$50.8 \text{ mm}$
Thickness	=	$5.08 \text{ mm}$
Panjang	=	$14977 \text{ mm}$
Jumlah Tube	=	$303 \text{ buah}$

Temperatur <i>Surface</i>	=	397 °C
---------------------------	---	--------

#### 4.1 Analisis Perhitungan Sebelum Pemasangan *Hexagonal Bar*

##### 4.1.1 Koefisien Konveksi Dalam *Tube*

a) *Mean Temperature* ( $T_m$ )

$$T_m = \frac{(356.55 + 357.58)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 357^\circ\text{C} = 630\text{ K}$$

Dari Tabel Appendix A-6 buku “*Fundamental Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*” dengan  $T_m = 630\text{ K}$ , didapat :

**Tabel 4.4** *Properties Saturated Water*

Vf	$1.856 \times 10^{-3}$	m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	538.793	kg/m <sup>3</sup>
Hfg	781	kJ/kg
Cp	12.6	J/kg.K
$\mu$	$67 \times 10^{-6}$	Ns/m <sup>3</sup>
k	0.412	W/m °K
Pr	2	

b) Kecepatan Air pada *Tube*

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{620/330 \frac{kg}{s}}{538,793 \frac{kg}{m^3}} = 0.00379 \frac{m^3}{kg}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q \times 4}{\pi \times di \times di \times nt}$$

$$V = \frac{0.00379 \frac{m^3}{kg} \times 4}{\pi \times 0.04064\text{ m} \times 0.04064\text{ m}} = 2.925 \frac{m}{s}$$

c) *Reynolds number*

$$Re_D = \frac{\rho x V x di}{\mu}$$

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{538.793 \frac{kg}{m^3} x 2.925 \frac{m}{s} x 0.04064 m}{0.000067 \frac{Ns}{m^2}} \\ &= 957306.27 \end{aligned}$$

d) *Nusselt number*

Dengan nilai  $Re \geq 10000$  ,  $0.6 \leq Pr \leq 160$  ,  $L/di \geq 10$   
maka dapat digunakan persamaan:

$$Nu_d = 0.023 x Re_D^{\frac{4}{5}} x Pr^{0.4}$$

$$Nu_d = 0.023 x 957306.27^{\frac{4}{5}} x 2^{0.4} = 1849.185$$

e) *Koefisien Konveksi Dalam Tube*

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_d x k}{di} = \frac{1849.185 x 0.412 \frac{W}{m^{\circ}K}}{0.04064 m} \\ &= 18746.667 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

#### 4.1.2 Koefisien Konveksi Luar Tube

a) *Film Temperature ( $T_f$ )*

$$T_f = \frac{(1255 + 397) ^{\circ}C}{2} = 826 ^{\circ}C = 1099 K$$



**Tabel 4.5** *Properties Flue Gas*

V	$1.272 \times 10^{-4}$	$m^2/s$
k	0.181	W/m °K
Pr	0.7	
C	0.59	
n	0.25	

b) *Grashof number*

$$Gr_L = \frac{g \cos \theta \beta (T_\infty - T_s) L^3}{\nu^2}$$

$$Gr_L = \frac{9.81 \, m/s^2 \times \cos 50^\circ \times 0.0012 \, ^\circ C \times (1255 - 397)^\circ C \times (0.049)^3}{(1.272 \times 10^{-4} \, m^2/s)^2}$$

$$Gr_L = 7.9553 \times 10^4$$

c) *Rayleigh number*

$$Ra_L = Gr_L Pr = (7.9553 \times 10^4) \times 0.7 = 5.56 \times 10^4$$

d) *Nusselt number*

Dengan nilai  $Ra \leq 10^9$ , maka dapat digunakan persamaan:

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{4/9}}$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 \times (4.996 \times 10^4)^{1/4}}{(1 + (0.492/0.7)^{9/16})^{4/9}} = 6.05$$

e) *Koefisien Konveksi Luar Tube*

$$h_o = \frac{Nu_L \times k}{L} = \frac{5.908 \times 0.181 \, \frac{W}{m^\circ K}}{0.04064 \, m}$$

$$= 21.61 \, \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

#### 4.1.3 Koefisien Radiasi

a) Panjang Berkas (Le)

$$Le = 3.6 \frac{V}{A} = 3.6 \frac{20232.435 \text{ m}^3}{4509.263 \text{ m}^2} = 16.152 \text{ m}$$

b) Emisivitas

Dari grafik Gambar 2.12, 2.13 dan 2.14 didapatkan:

$$\varepsilon_w = 0.28$$

$$\varepsilon_c = 0.3$$

$$\Delta\varepsilon = 0.07$$

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_g = 0.28 + 0.3 - 0.07 = 0.51$$

c) Absorptivitas

$$\alpha_w = C_w \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45} x \varepsilon_w$$

$$\alpha_w = 1.33 \left( \frac{1528}{670} \right)^{0.45} x 0.28$$

$$\alpha_w = 0.539$$

$$\alpha_c = C_c \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65} x \varepsilon_c$$

$$\alpha_c = 0.85 \left( \frac{1528}{670} \right)^{0.65} x 0.3$$

$$\alpha_c = 0.369$$

$$\Delta\alpha = 0.07$$

$$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c - \Delta\alpha$$

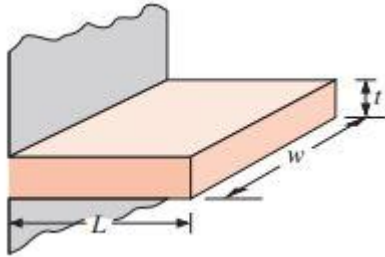
$$\alpha_g = 0.539 + 0.369 - 0.07 = 0.51$$

d) Koefisien Radiasi

$$\begin{aligned}
 hr &= \varepsilon \sigma (T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2) \\
 hr &= 0.51 \times 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4 (670 + 1528) \text{ K} (670^2 + 1528^2) \text{ K}^2 \\
 hr &= 176.929 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}$$

#### 4.2 Analisis Perhitungan Setelah Pemasangan *Hexagonal Bar* (*Fin*)

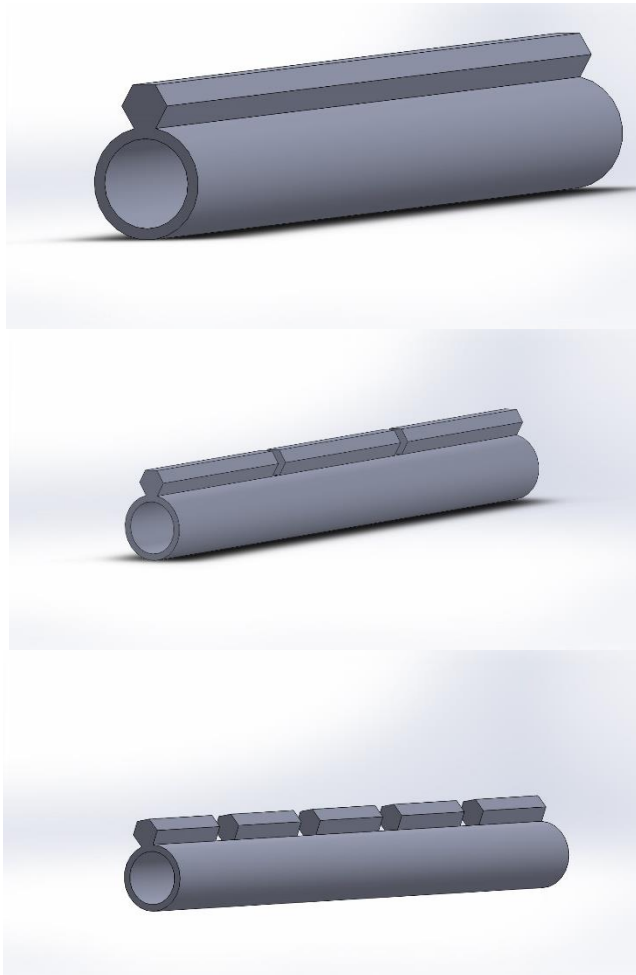
Pada perhitungan bentuk *hexagonal bar* yang difungsikan sebagai *fin* diasumsikan menggunakan bentuk *rectangular* dengan luasan yang sama. Selain itu, *fin* yang digunakan juga diasumsikan menggunakan perhitungan *rectangular fin*.



Gambar 4.1 *Rectangular Fin*

Tabel 4.6 Data *Fin*

	<b><i>Fin</i> 1 segmen (15.521m)</b>	<b><i>Fin</i> 3 segmen (13.5m)</b>	<b><i>Fin</i> 5 segmen (12.5m)</b>
<b>w (m)</b>	15.521	4.5	2.5
<b>t (m)</b>	0.0108	0.0108	0.0108
<b>L (m)</b>	0.0192	0.0192	0.0192
<b>Lc (m)</b>	0.0246	0.0246	0.0246
<b>Af (m<sup>2</sup>)</b>	232.0299	201.8171	186.8677
<b>At (m<sup>2</sup>)</b>	542.7735	519.2272	507.5763
<b>η</b>	0.98	0.94	0.90



**Gambar 4.2** Variasi *Fin* pada *Bottom Slope Tube*

#### **4.2.1 Overall Heat Transfer dan Total Heat Transfer Rate Tanpa Fin**

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi kL} + \frac{1}{(h_o + h_r)A_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{18746.667 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{\ln(0.02451/0.02032)}{2\pi \times 56.81 \text{ W/mK} \times 14.977\text{m}} + \frac{1}{(21.870 + 176.929) \text{ W/m}^2\text{K} \times 361.94 \text{ m}^2}}$$

$$U = 24.2969 \frac{W}{K}$$

$$q_{tanpa\ fin} = UA\Delta T$$

$$q_{tanpa\ fin} = 24.2969 \frac{W}{K} \times 361.94 \text{ m}^2 \times 858 \text{ K}$$

$$q_{tanpa\ fin} = 7896480.952 \text{ W}$$

#### 4.2.2 Overall Heat Transfer dan Total Heat Transfer Rate Fin 1 Segmen

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi kL} + \frac{1}{[(h_o + h_r)(A_t - A_f)][\eta_f h_o A_f]}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{18746.667 \text{ W/m}^2\text{K} \times 0.001296 \text{ m}^2} + \frac{\ln(0.02451/0.02032)}{2\pi \times 56.81 \text{ W/mK} \times 14.977\text{m}}$$

$$+ \frac{1}{[(21.870 + 176.929) \text{ W/m}^2\text{K} (542.273 - 232.029)\text{m}^2] [0.98 \times 21.870 \text{ W/m}^2\text{K} \times 232.029\text{m}^2]}$$

$$U = 24.2962 \frac{W}{K}$$

$$q_{1\ segmen} = UA\Delta T$$

$$q_{1\ segmen} = 24.2962 \frac{W}{K} \times 542.273\text{m}^2 \times 858 \text{ K}$$

$$q_{1\ segmen} = 11841399.29 \text{ W}$$

#### 4.2.3 Overall Heat Transfer dan Total Heat Transfer Rate Fin 3 Segmen

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi kL} + \frac{1}{[(h_o + h_r)(A_t - A_f)][\eta_f h_o A_f]}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{18746.667 \frac{W}{m^2 K} \times 0.001296 m^2} + \frac{\ln(0.02451/0.02032)}{2\pi \times 56.81 \frac{W}{mK} \times 14.977m}$$

$$+ \frac{1}{[(21.870 + 176.929) \frac{W}{m^2 K} (519.227 - 201.817)m^2] [0.98 \times 21.870 \frac{W}{m^2 K} \times 201.817m^2]}$$

$$U = 24.29632 \frac{W}{K}$$

$$q_{3 \text{ segmen}} = UA\Delta T$$

$$q_{3 \text{ segmen}} = 24.29632 \frac{W}{K} \times 519.227m^2 \times 858 K$$

$$q_{3 \text{ segmen}} = 11327733.52 W$$

#### 4.2.4 Overall Heat Transfer dan Total Heat Transfer Rate Fin 5 Segmen

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(ro/ri)}{2\pi kL} + \frac{1}{[(h_o + h_r)(A_t - A_f)][\eta_f h_o A_f]}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{18746.667 \frac{W}{m^2 K} \times 0.001296 m^2} + \frac{\ln(0.02451/0.02032)}{2\pi \times 56.81 \frac{W}{mK} \times 14.977m}$$

$$+ \frac{1}{[(21.870 + 176.929) \frac{W}{m^2 K} (507.576 - 186.867)m^2] [0.98 \times 21.870 \frac{W}{m^2 K} \times 186.867m^2]}$$

$$U = 24.29635 \frac{W}{K}$$

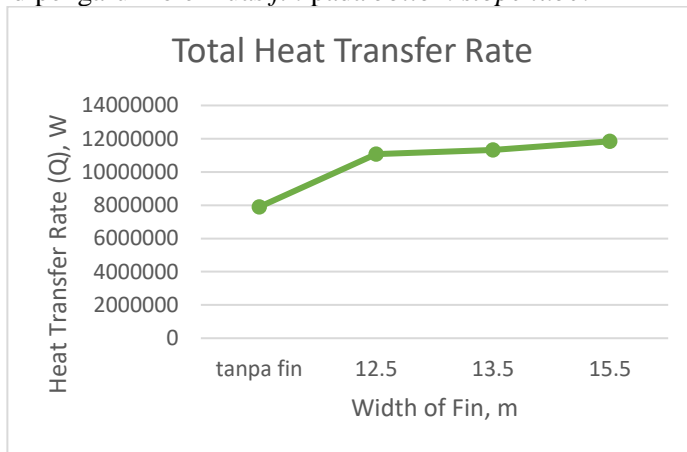
$$q_{5 \text{ segmen}} = UA\Delta T$$

$$q_{5 \text{ segmen}} = 24.29635 \frac{W}{K} \times 186.867m^2 \times 858 K$$

$$q_{5 \text{ segmen}} = 11073564.5 W$$

### 4.3 Grafik Pembahasan

Pada grafik gambar 4.3 terlihat *trendline total heat transfer rate* mengalami peningkatan setelah menggunakan *fin* 5 segmen senilai 11073564.5 W dengan *width of fin* sebesar 2.5 m. Peningkatan *total heat transfer rate* kembali terjadi pada penggunaan *fin* 3 segmen senilai 11327733.52 W dengan *width of fin* sebesar 4.5 m. Heat transfer rate tertinggi terjadi pada penggunaan *fin* 1 segmen dengan *width of fin* sebesar 15.5 m sebesar 11841399.29 W. Peningkatan yang terus terjadi dipengaruhi oleh luas *fin* pada *bottom slope tube*.



**Gambar 4.3** Grafik *Total heat transfer rate*

$$q = UA\Delta T$$

Pada persamaan rumus di atas, terbukti jika semakin besar nilai luasan perpindahan panasnya, maka semakin besar *total heat transfer rate* yang didapatkan. Hasil dari penelitian ini sesuai dengan teori yang digunakan.

Persentase peningkatan *heat transfer rate* tanpa *hexagonal bar* yakni  $q_{1 \text{ segmen}} = 100\%$ , sedangkan persentase variasi adanya *hexagonal bar* yakni  $q_{1 \text{ segmen}} = 149\%$ ;  $q_{3 \text{ segmen}} = 143\%$ ; dan  $q_{5 \text{ segmen}} = 140\%$ .

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil analisis pengaruh pemasangan *Hexagonal bar* terhadap laju perpindahan panas pada *bottom slope tube* adalah:

1. Koefisien Konveksi Dalam *Tube* sebesar  $18746.667 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
2. Koefisien Konveksi Luar *Tube* sebesar  $21.610 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
3. Koefisien Radiasi dari *Flue Gas* sebesar  $176.929 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
4. *Total heat transfer rate* :
  - a.  $q_{tanpa\ fin} = 7.896\ MW$
  - b.  $q_{5\ segmen} = 11.073\ MW$
  - c.  $q_{3\ segmen} = 11.327\ MW$
  - d.  $q_{1\ segmen} = 11.841\ MW$
5. *Trendline total heat transfer rate* mengalami peningkatan tertinggi pada penggunaan *fin* 1 segmen dengan *width of fin* 15.5 m. Hal ini dipengaruhi oleh luasan *fin* pada *bottom slope tube*.

#### 5.2 Saran

Saran yang diberikan adalah:

1. Diharapkan adanya kelengkapan data aktual pada *bottom slope tube*, slag-slag, dan inspeksi berkala pada material yang digunakan.
2. Diharapkan untuk mempertimbangkan jumlah pemasangan *hexagonal bar* yang berfungsi untuk melindungi *bottom slope tube* dan meningkatkan laju perpindahan panasnya.



***Halaman ini sengaja dikosongkan***

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup> edition*. West Sussex: John Wiley & Sons, Inc.
- [2] Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*. John Wiley & Sons Inc.
- [3] Holman, J.P., 1988. **Perpindahan Kalor**. *Southern Methodist University*.
- [4] Linjie Xu, Leming Cheng, Jieqiang Ji, Qinhuai Wang. 2017. **Effect of Anti-Wear Beams on Waterwall Heat Transfer in a CFB boiler**. Institute for Thermal Power Engineering, State Key Laboratory of Clean Energy Utilization, Zhejiang University, Hangzhou. China.
- [5] *Asea Brown Boveri Combustion Engineering* (ABB-CE)
- [6] PT. YTL Jawa Timur
- [7] A. Falavand Jozaei, A Ghafouri. 2015. **Optimization of Fin Type and Fin per Inch on Heat Transfer and Pressure Drop of an Air Cooler**. World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering.
- [8] Jeong-Hwan Heo, Bum Jin Chung. 2012. **Natural Convection Heat Transfer on The Outer Surface of Inclined Cylinder**. Department of Nuclear and Energy Engineering, Institute for Nuclear Science and Technology, Jeju National University. Jeju, South Korea.

## **BIODATA PENULIS**



Penulis lahir di Kota Kediri pada tanggal 21 Februari 1994 dari pasangan Papa Mokhammad Jamil dan Mama Sri Yuliarti. Penulis merupakan anak pertama dari 4 bersaudara. Jenjang pendidikan yang pernah di tempuh adalah TK Mutiara, SDN Mojoroto 1 Kediri, SMPN 1 Kediri, dan SMAN 2 Kediri.

Pada tahun 2012, penulis diterima sebagai Mahasiswi di Program Studi D3 Teknik Mesin ITS dengan NRP 2112030080.

Pada tahun 2016, penulis diterima sebagai Mahasiswi Lintas Jalur Jurusan Teknik Mesin ITS dengan NRP 02111645000014.

Semasa masa kuliah penulis mengambil bidang Konversi Energi sesuai kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir di bidang yang sama.

Selain itu penulis juga aktif di bidang keorganisasian di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin. Di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin, penulis pernah mendapat amanah sebagai Staff Badan Semi Otonom Pers 2013-2014, Staff Departemen Kewirausahaan 2013-2014, dan Ketua Biro Multimedia Departemen Komunikasi dan Informasi 2014-2015.

Alamat email : [nauradjamil@gmail.com](mailto:nauradjamil@gmail.com)